

軌道車輪聲音輻射與振動特性之關聯性探討

Correlation Study of Sound Radiation and Vibration Characteristics of a Railway Wheel

王栢村¹、李英傑²

Bor-Tsuen Wang¹, Ying-Chieh Li²

¹屏東科技大學機械工程系教授

²屏東科技大學機械工程系研究生

912 屏東縣內埔鄉學府路一號機械系振動噪音實驗室

Tel : (08)7703202 轉 7036 FAX : 08-7740142

E-MAIL : Wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文旨在探討軌道車輛鋼輪之振動特性與聲音輻射的關聯性，首先簡介鋼輪之有限元素分析及實驗模態分析，同時說明鋼輪之振動模態特性，另外，藉著衝擊錘敲擊鋼輪輪圈區域，以麥克風量測及加速度計分別量測鋼輪之聲音及振動頻譜，以瞭解鋼輪聲音輻射與振動頻譜之間的關聯性，結果顯示受衝擊力鋼輪之聲音頻譜與鋼輪振動模態有直接之相關性，並與軸向及徑向振動模態特性有關，藉由本文之實驗量測與分析探討，嘗試瞭解鋼輪聲音輻射之機制及其與振動模態之影響，未來將有助於高速鐵路或捷運系統噪音問題之瞭解。

關鍵字：軌道車輪、有限元素分析、實驗模態分析、模態參數、聲音頻譜

Abstract

This paper aims to study the correlation between vibration and sound radiation characteristics of a steel wheel for rail vehicle. First, both finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) on the steel wheel are briefly reviewed. Modal properties of the steel wheel are shown. The experimental setup to measure the sound spectra of the steel wheel due to impact force is then described. The impact forces are applied at flange areas along the axial and radial directions around the wheel. The frequency spectra of wheel sound radiation for different impact locations are compared and interpreted for their relationship to the vibration modes. Results show that the sound radiation of the steel wheel is strongly correlated to the axial and radial modes. The study will help to understand the sound radiation mechanism of the wheel.

Key word : Railway Wheel ,finite element analysis, experiment modal analysis, modal parameters, sound spectrum

一、前言

隨著台灣人口的增加及都市結構的改變，大眾捷運系統及高速鐵路越來越有需求，台灣目前已有台北捷運在營運中，高雄捷運及台灣高速鐵路也都正在趕工建設中，預定在最近的幾年都會陸續加入營運的行列。

由於這些運輸系統都是屬於高運量的系統，所以自然也就都採用高承載量的鋼輪，跟一般的火車不相同，且其速度要求也都很快，以高速鐵路為例，一般都要時速達 300 公里以上的所以輪軌間的接觸就變成一個相當重要的安全課題；也由於生活品質的提高，對噪音的要求更嚴格所以降低噪音也是一個重要的課題，輪軌滾動噪音是由輪軌接觸面之交互作用而產生，且輪、軌均會輻射出可觀的聲音，只是鋼輪輻射音與軌道輻射音在不同頻域有不同比重之貢獻量 [1]。

曲線的尖銳聲音在輪子發出的噪音中扮演著一個重要的角色，所以如何去知道它的振動和頻率是很重要的。輪子因為磨損，所以需要定期保養修整，保持曲線，自然的尺寸就會慢慢的減少，Cataldi-Spinola et al. [2]討論隨著輪子尺寸的減少，對自然頻率及模態振型的影響，驗證結果在輪子的壽命 (820mm~760mm) 中自然頻率上升 12%，證實輪子的尺寸在振動的特性上和曲線尖銳聲音有關係。Jacquet-Richardet and Dal-Ferro [3]探討機械渦輪葉片，使用有限元素計算自然頻率、模態振型及簡諧響應並以實驗作驗證，機械渦輪葉片都是在流體中運作所以要考慮流體的因素，並且會磨損，並需加以修整雖然是對機械渦輪葉片分析，但其分析方法、流程及方式都和火車鋼輪相符，有限元素分析和實驗模態中，自然頻率、模態振型及簡諧響應的結果都很相符。Thomas and Jones [4]使用邊界元素來研究一個鐵路鋼輪的聲音輻射特性，比較鋼輪半徑為 0.38m、0.42m、0.46m 及 0.50m 對聲音輻射率的影響；比較輪幅厚度為 wide web、solid web、double thickness tyre 及 half-thickness tyre 對聲音輻射率的影響，從以上這些結果，提出簡單公式化，結果近似輻射率，由本文可以知道鋼輪在振動時聲音的輻射情形，在探討方面均以鋼輪的橫截面做比較，且不同的鋼輪半徑、輪幅厚度及胎面厚度對模態振形及聲音輻射率均有影響。Dings et al. [5]以荷蘭鐵路為研究對象，主要探討輪軌表面粗糙不平造成的噪音如何減少，這個方法已經製成一個系統，使用儀器測量並比對資料庫，在經過軟體模組計算以決定軌道是否需修整，本方法仍取決於經濟上的利益，因為以目前來看，它的改善效果並不如在軌道周圍加裝柵欄隔音來的有效。Vernersson [6,7]主要探討煞車造成鋼輪表面粗糙不平，透過二維有限元素的模擬，探討不同煞車塊材質產生熱點對表面崎嶇不平的影響；煞車塊彈性係數不同對接觸位置的影響。Thompson and Jones [8]用文獻探討方式回顧火車輪軌噪音的產生及預防方法，輪軌噪音一般可分成三個種類：滾動噪音、衝擊噪音及尖銳聲的噪音，分別探討其產生原因及改善預防方法。

王及李[9]對軌道車輛鋼輪，進行理論有限元素分析及實驗模態分析，首先利用三維立體元素建構鋼輪的有限元素模型，進行模態分析獲得理論模態參數，接著進行實驗模態分析利用實驗來確認模態參數，包括自然頻率、模態振型及阻尼比，鋼輪的理論有限元素模型能透過調整楊氏係數，以實驗得到的模態參數為基礎，來驗證其等效性，驗證結果：模態之自然頻率為正負 4.90%，在正負 5% 合理範圍內；模態振型也互相對應，所以鋼輪

的振動模態參數(如自然頻率與模態振型)在理論與實驗上有合理的對應，鋼輪的振動特性可以透過完整的說明來瞭解，本文沿用王及李[9]採用之軌道車輪，藉著衝擊錘敲擊鋼輪輪圈區域，以麥克風及加速度計分別量測鋼輪之聲音及振動頻譜，以瞭解鋼輪聲音輻射與振動頻譜之間的關聯性。

二、問題定義與分析目標

本文係採用台北捷運列車西門子系統之車輪：鋼輪半徑 $R=0.425$ m、楊氏係數 $E=204$ GPa、密度 $D=7853.90292$ kg/m³、卜松比 $\nu=0.3$ 。邊界條件：Free-Free。利用聲音量測分析來探討鋼輪之振動與聲音頻譜特性，並與實驗分析結果作一比較，探討其關連性。

三、聲音頻譜量測分析

本文希望透過聲音及實驗量測結果得到鋼輪聲音與振動之關係，藉此由鋼輪聲音特性來預知鋼輪的磨耗情形，做為鋼輪的修整或更換評估指標。聲音頻譜量測分析之實驗架構圖如圖 1 所示，經由實驗量測可得到 $f(t)$ 、 $f(t)$ 與 $p(t)$ 等時間域訊號，但時間域無法明確地看出聲音頻譜與軌道車輪振動特性。如圖 2 所示將 $f(t)$ 、 $f(t)$ 與 $p(t)$ 經由快速傅立葉轉換後，分別求得 $F(f)$ 、 $A(f)$ 與 $P(f)$ ，並且進一步可求得頻譜響應函數 G_{ff} 、 G_{aa} 與 G_{pp} 以及頻率響應函數 H_{af} 與 H_{pf} 。將有助分析軌道車輪振動特性與聲音頻譜之關連性。

因為一般軌道車的激振是由輪圈輸入，所以用衝擊錘來敲擊輪圈模擬激振輸入情形。在量測點正上方 10 cm 處放置一個麥克風，並接於頻譜分析儀(SigLab)的另一個 channel 上，以固定衝擊錘，移動麥克風（量測一條直徑上所有的點，如圖 3 所示：Flange：三個點；Web：六個點；Hub：二個點，共 22 個點）方式進行實驗，每量測一點即可得 H_{af} 及

H_{pf} 頻率響應函數。

四、結果與討論

本章將探討軌道車輪結構之實驗與聲音量測之結果比較，首先引用王及李[9]的文獻來說明理論與實驗自然頻率的比較結果，接著就第三章的量測結果探討聲音與實驗的頻率響應函數間的關係，因加速度量測到 5000 Hz，所以聲音也就以 5000 Hz 以下來討論，第三節使用聲音指向圖來和實驗模態振型作探討。

(一) 自然頻率探討

表 1[9]為理論與實驗所得知自然頻率在 5000 Hz 以內鋼輪之彈性模態(flexible body mode)的比較表，重點討論如下：

- (1) 表 1 中 FEA 所得模態以 F 表示；EMA 所得模態以 E 表示，可觀察得知 FEA 之 F-1、F-5、F-7、F-8、F-11、F-13、F-15、F-18、F-20、F-23、F-26、F-28、F-31、F-33、

F-35、F-40、F-42、F-43、F-49、F-51、F-52、F-54、F-57，為軸對稱成對出現之對稱模態，兩個軸對稱模態之頻率相同，實驗中，無法明確辨別，所以只能得到一個模態。

- (2) F-21、F-22、F-37、F-38、F-45、F-46，無法在實驗中找到相對應的模態，可能是因為邊界條件而消失。
- (3) EMA 及 FEA 有相對應到的模態之自然頻率為正負 4.90%，在正負 5% 合理範圍內。
- (4) 鋼輪可視為圓板及圓環的組合，所以出現的模態也是這兩個結構特性的獨立及複合的模態，所以模態振型可以看到外板、中板、內板、外環及內環的模態。

(二) 頻率響應函數 (FRF) 探討

本節就聲音與振動的頻率響應函數圖形來探討。圖 4 為固定加速度計及麥克風量測第 1 點，衝擊錘敲擊第 1 點，軸向之頻率響應函數，綜合討論分析如下：

- (1) 由圖 4 可以很明顯的看出在 5000 Hz 以下聲音和振動的頻率響應函數有 6 個主要峰值相對應，因為振動響應高則聲音大，整理如表 2 所示。
- (2) 由圖 4 及表 2 可看出皆為外板所貢獻出的聲音，其中又以 1909.38 Hz 所貢獻出的聲音為最大，此乃因為敲擊外板所以激出外板的模態。
- (3) 由圖 4 及表 2 得知聲音振幅 E-8 最大，而加速度計的振幅則為 E-26 最大，皆為外板模態。
- (4) 由表 2 可看出其外板模態 (r,θ) 由(1,2)增加到(1,7)，因此可判斷為合理之物理現象。

(三) 聲音指向圖探討

圖 5 為頻率響應函數瀑布圖，其中有兩個座標軸，一為頻率；另一是位置，由該頻率看過去即可得聲音指向圖。

圖 6~12 為聲音指向圖及振動模態振型比較圖，(a)為該頻率的聲音指向圖；(b)為相對應的實驗模態振型，以下就表 2 中聲音主要頻率做綜合討論：

- (1) 由圖 10 中(a)與(b)之 E-18 模態振型的前視圖比較，主要聲音由輪幅貢獻，聲音指向圖為類似一個 m 的形狀為雙極分佈(dipole distribution)與振型相符，所以有合理的對應，為中板的模態。
- (2) 圖 6~9 及 11、12 皆為外板的模態，只是在 θ 方向的數目不同而已。
- (3) 圖 6(a)中與實驗之 E-1 模態振型的前視圖比較，兩邊振動大所以聲音大，為雙極分佈(dipole distributio)，故有合理對應。
- (4) 圖 7、9 及 11 中(a)聲音指向圖與相對應的振型(b)有合理的對應。
- (5) 圖 8 沒有對應，圖 12 因為 θ 較多，所以形狀複雜又以分割點數不夠多，所以很難看出對應情形，相信點數如果再增加，即可解決此問題。

五、結論

本文是利用聲音及實驗量測結果比較，以瞭解軌道車輪聲音與振動模態之關係，綜合如下：

- 1.以固定敲擊外板上的點，移動麥克風，量測一直徑上所有的點，可得聲音指向圖和振型都有合理的對應，因為分割點數不夠多，看不出對應情形。
- 2.敲擊輪圈時可得輪圈的振動大，所以聲音大，聲音的頻率響應函數和振動的頻率響應函數有合理的對應，所以如果敲不同位置（腹板及外環）則可得不同之主要聲音。
- 3.可敲擊腹板及外環，可得頻率響應函數及聲音指向圖之對應。
- 4.未來可對軌道車輪進行遠場分析，相信得到的聲音指向圖可更清楚的表示軌道車輪的聲音特性。
- 5.由以上結果得知軌道車輪的聲音與振動有絕對的關係，日後可進行理論之音場分析比較。

六、誌謝

本研究承蒙台北大眾捷運股份有限公司提供軌道車輪及相關技術資料，特此致謝。

七、參考文獻

1. 王偉輝，2002，「高速鐵路列車輪軌系統之振動分析」，交通部高速鐵路工程局委託，中華民國振動與噪音工程學會辦理。
2. Cataldi-Spinola, E., Glocker, Ch., Stefanelli, R., and Götsch, M., 2003, "Influence of the Wheel Diameter on the Curve Squealing of Railway Vehicles," Proceedings of the 5th European Conference on Noise Control, Naples, Italy, Paper ID. 465.
3. Jacquet-Richardet, G., and Dal-Ferro, C., 1996, "Reduction Method for Finite Element Dynamic Analysis of Submerged Turbomachinery Wheels," Computer & Structures, Vol. 61, No. 6, pp. 1025-1036.
4. Thomas, D. J, and Jones, C. J, 2002, "Sound Radiation from a Vibrating Railway Wheel," Journal of Sound and Vibration, Vol. 253, No. 2, pp. 401-419.
5. Dings, P., Verheijen, E., and Kootwijk-Damman, C., 2000, "A Traffic-Dependent Acoustical Grinding Criterion," Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, No. 3, pp. 941-949.
6. Vernersson, T., 1999, "Thermally Induced Roughness of Tread-Braked Railway Wheels Part 1 : Brake Rig Experiments," Wear, Vol. 236, pp. 96-105.
7. Vernersson, T., 1999, "Thermally Induced Roughness of Tread-Braked Railway Wheels Part 2 : Modelling and Field Measurements," Wear, Vol. 236, pp. 106-116.
8. Thompson, D. J., and Jones C. J. C., 2000, "A Review of the Modelling of Wheel or Rail Noise Generation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, No. 3, pp. 519-536.
9. 王栢村，李英傑，2004，「軌道車輪之模型驗證與振動特性分析」，2004 Taiwan ANSYS User Conference 論文集，縣。
10. 王栢村，李雨軒，張志偉，2002，「銅鑼振動與聲音特性之探討」，中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集，台北市，第 245-252 頁。

11. Nielsen, J. C. O., 2000, "Acoustic Optimization of Railway Sleepers," Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, No. 3, pp. 753-764.
12. Frid, A., 2000, "A Quick and Practical Experimental Method for Separating Wheel and Track Contributions to Rolling Noise," Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, No. 3, pp. 619-629.
13. 王栢村編著，1998，實驗模態分析，課程講義。

八、附錄(圖、表)

表 1、理論與實驗各模態之自然頻率比較表

F E A		E M A		誤差	F E A		E M A		誤差
Mode	Hz	Mode	Hz	%	Mode	Hz	Mode	Hz	%
F-01	383.11		X	X	F-30	3264.46	E-16	3347.2	-2.47
F-02	383.11	E-01	382.97	0.04	F-31	3414.96		X	X
F-03	467.85	E-02	472.23	-0.93	F-32	3414.96	E-17	3369.1	1.36
F-04	756.14	E-03	720.79	4.90	F-33	3513.22		X	X
F-05	756.14		X	X	F-34	3513.22	E-18	3604	-2.52
F-06	1055.88	E-04	1049.2	0.64	F-35	3821.41		X	X
F-07	1055.88		X	X	F-36	3821.41	E-19	3793.8	0.73
F-08	1625.12		X	X	F-37	3839.91		X	X
F-09	1625.12	E-05	1658.7	-2.02	F-38	3839.91		X	X
F-10	1691.27	E-06	1725.5	-1.98	F-39	3921.40	E-20	3889.4	0.82
F-11	1778.05		X	X	F-40	3921.40		X	X
F-12	1778.05	E-07	1869.6	-4.90	F-41	3985.62	E-21	4015.4	-0.74
F-13	1917.97		X	X	F-42	3985.62		X	X
F-14	1917.97	E-08	1910.3	0.40	F-43	4125.85		X	X
F-15	1938.90		X	X	F-44	4125.85	E-22	4204.9	-1.88
F-16	1938.90	E-09	1949	-0.52	F-45	4195.56		X	X
F-17	2486.81	E-10	2594.6	-4.15	F-46	4195.56		X	X
F-18	2486.81		X	X	F-47	4213.54		X	X
F-19	2665.14	E-11	2649.7	0.58	F-48	4393.91	E-23	4280.9	2.64
F-20	2665.14		X	X	F-49	4393.91		X	X
F-21	2717.47		X	X	F-50	4655.36	E-24	4522.4	2.94
F-22	2717.47		X	X	F-51	4655.36		X	X
F-23	2775.70		X	X	F-52	4841.72		X	X
F-24	2775.70	E-12	2808	-1.15	F-53	4841.72	E-25	4847.2	-0.11
F-25	2888.49	E-13	2873	0.54	F-54	4992.62		X	X
F-26	2888.49		X	X	F-55	4992.62	E-26	4935.4	1.16
F-27	2988.89	E-14	3003.5	-0.49	F-56	5046.68	E-27	4992.8	1.08
F-28	3108.69		X	X	F-57	5046.68		X	X
F-29	3108.69	E-15	3157.1	-1.53					

表 2、聲音與實驗主要頻率表

次序	EMA f_n (Hz)	聲音頻率 (Hz)	E(mode)	物理意義
1	382.97	384.38	E-1	(1,2)：外板獨立模態， $r=1, \theta=2$
2	1049.2	1050.00	E-4	(1,3)：外板獨立模態， $r=1, \theta=3$
3	1910.3	1909.38	E-8	(1,4)：外板獨立模態， $r=1, \theta=4$
4	2873	2875.00	E-13	(1,5)：外板獨立模態， $r=1, \theta=5$
5	360.4	3609.38	E-18	(1,1)：內板獨立模態， $r=1, \theta=1$
5	3889.4	3890.63	E-20	(1,6)：外板獨立模態， $r=1, \theta=6$
6	4935.4	4937.50	E-26	(1,7)：外板獨立模態， $r=1, \theta=7$



圖 1. 聲音頻譜量測分析之實驗架構圖

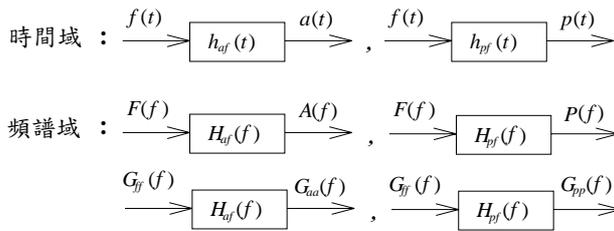


圖 2. 量測信號方塊圖

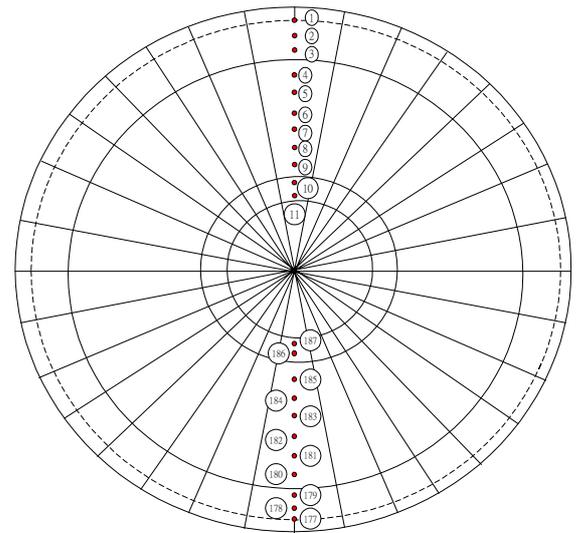


圖 3. 點數規劃圖

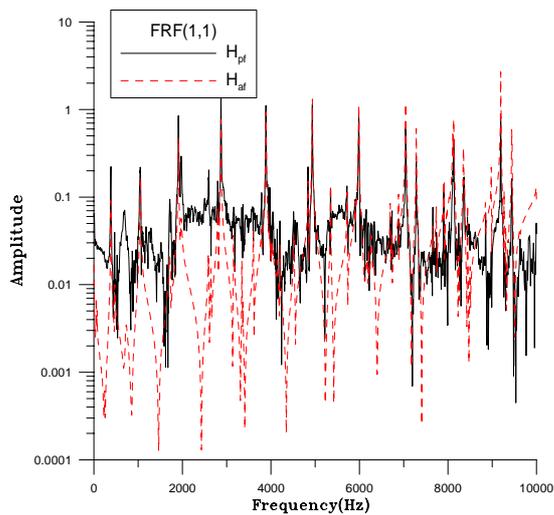


圖 4. 聲音及振動頻率響應函數圖

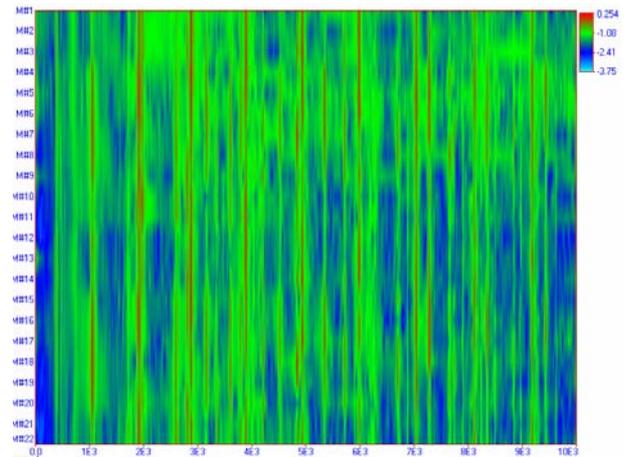
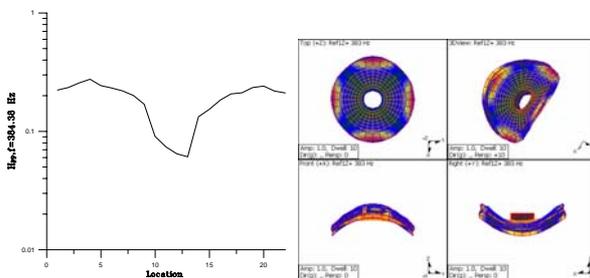
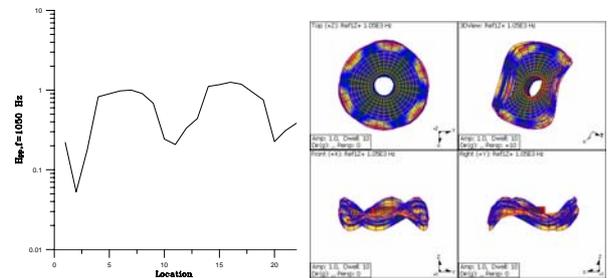


圖 5. 頻率響應函數瀑布圖



(a) 指向圖 (b) E-1 模態振型

圖 6. E-1(384.38 Hz) 聲音及模態振型比較圖



(a) 指向圖 (b) E-4 模態振型

圖 7. E-4(1050 Hz) 聲音及模態振型比較圖

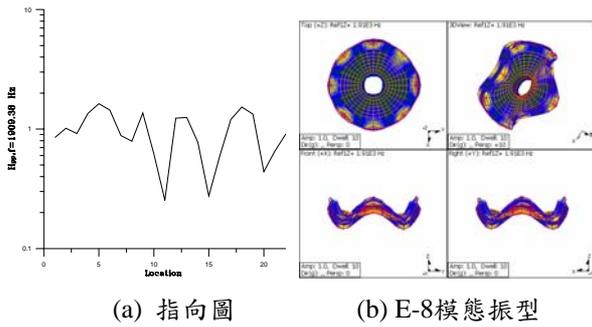


圖8. E-8(1909.38 Hz)聲音及模態振型比較圖

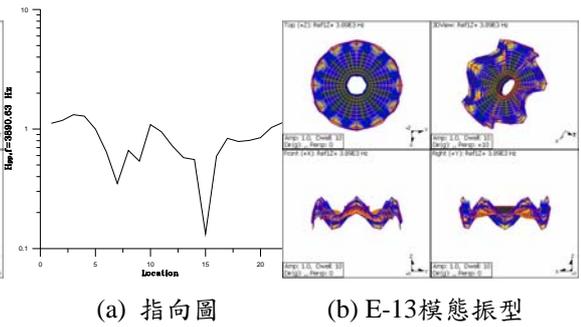


圖9. E-13(2875 Hz)聲音及模態振型比較圖

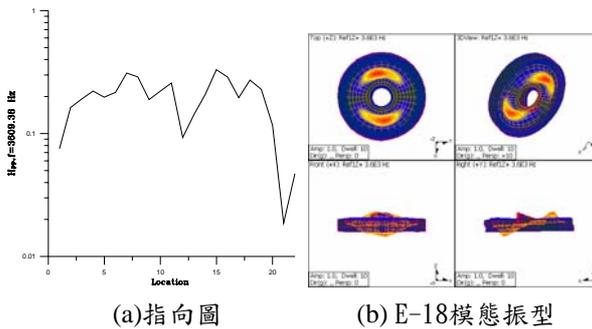


圖10. E-18(3609.38 Hz)聲音及模態振型比較圖

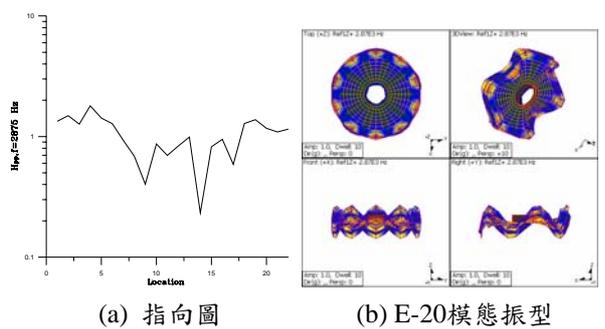


圖11. E-20(3809.63 Hz)聲音及模態振型比較圖

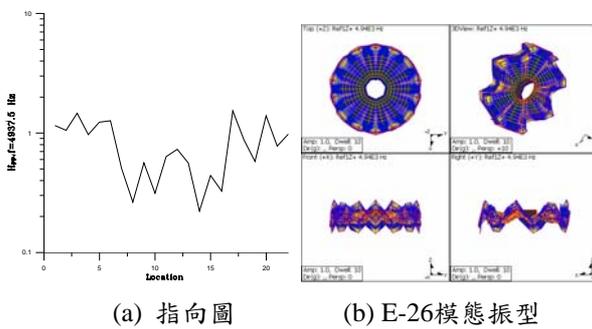


圖12. E-26(4937.5Hz)聲音及模態振型比較圖